УДК 621.822.5

В.А.МОРДВИНКИН

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ УПОРНОГО ГАЗОСТАТИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА (УГСП) С УЧЁТОМ ВРАЩЕНИЯ

В представленной работе на основе уравнения Рейнольдса методом конечных элементов решена задача о распределении давления в смазочной плёнке УГСП . Исследовано влияние вращения на распределение давления и на несущую способность подшипника. Проведены сравнения основных параметров УГСП с теоретическими и экспериментальными данными других авторов.
Ключевые слова: *газовая смазка, подшипник*

Введение. Создание новых конструкций высокопроизводительных машин порождает повышенные требования к узлам трения. В ряде случаев появилась необходимость в узлах трения, способных обеспечить работу машины в широком диапазоне скоростей, высокую точность перемещения, эксплуатацию в экстремальных условиях (высокие и низкие температуры, радиация, агрессивные среды). Решить данную проблему позволило применение узлов трения, смазываемых газом (газовых опор).

В работах, посвящённых расчёту основных характеристик газостатических подшипников, влиянием вращения подвижного элемента на распределение давления в газовом слое подшипника, как правило, пренебрегают, что справедливо при небольших относительных скоростях смазываемых поверхностей. При угловых скоростях вращения 100 тыс об/мин. и более пренебрежение влиянием вращения приводит к существенным погрешностям в расчёте основных характеристик подшипников [1].

В данной работе на основе гидродинамической модели, учитывающей дискретный характер наддува, предложены методы расчета основных характеристик однорядного упорного газостатического подшипника с учётом вращения подвижного элемента (рис.1).

Постановка задачи. Течение газа в зазоре изотермическое. Многочисленные экспериментальные данные показывают, что разогрев газового слоя при вращении ротора незначительный и не превышает нескольких десятков градусов. Вязкость газа не зависит от давления. Подобное допущение справедливо для газовых опор в связи с относительно небольшим избыточным давлением, возникающим в зазоре подшипника.

Задача о нахождении несущей способности упорного газостатического кольцевого подшипника (УГСП) с дискретным наддувом через N питателей и с учётом вращения при установившемся

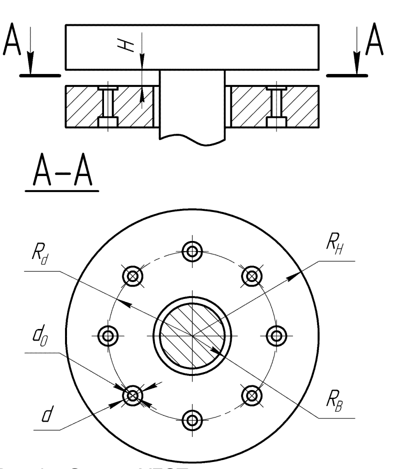


Рис.1. Схема УГСП с одним рядом дискретных питателей: R_H - радиус наружной кромки подшипника; R_B - радиус внутренней кромки подшипника; R_d - радиус линии расположения питателей; d - диаметр питателя

ламинарном изотермическом течении газа в зазоре сводится к решению уравнения Рейнольдса [2]

$$\frac{1}{R}\cdot\frac{\partial}{\partial R}\left[RH^3\frac{\partial P^2}{\partial R}\right]+\frac{1}{R^2}\cdot\frac{\partial}{\partial \varphi}\left[H^3\frac{\partial P^2}{\partial \varphi}\right]=12\mu\,\omega_\alpha\frac{\partial}{\partial \varphi}(P), \qquad (1)$$

с граничными условиями:

на кромках подшипника давление равно атмосферному

$$P^/\big|_{R=R_H}=P_a;\; P^/\big|_{R=R_B}=P_a, \qquad (2)$$

на выходе из питателей давление P_d одинаково в виду симметричности задачи $P^/\big|_{R=\Gamma_d}=P_d$.

Будем считать, что величина зазора подшипника Н- постоянная. Перейдём в уравнении (1) к безразмерным переменным:

$$P^/=P\cdot P_S;\; P_a=P_l\cdot P_S;\; P_d^{\,/}=P_d\cdot P_S.;\; R=R_H\cdot r, \qquad (3)$$

где P_a - противодавление на кромках подшипника; P_S - давление наддува; P_d -давление на выходе из питателя.

Пользуясь формулами (3), приведём уравнение Рейнольдса (1) и граничные условия (2) к безразмерному виду:

$$divgrad(P^2)=\sigma\frac{\partial\sqrt{P^2}}{\partial\varphi}, \qquad (4)$$

где $\sigma=\frac{12\mu\,\omega_0 R_H^2}{H^2P_S}$ - параметр сдавливания;

на кромках подшипника давление

$$P\big|_{r_n=1}=P_1;\; P\big|_{r_B=\frac{R_B}{R_H}}=P_1; \qquad (5)$$

на кромках питателя давление

$$P\big|_{r-питателя.}=P_d. \qquad (6)$$

Решение уравнения (4) с граничными условиями (5) и (6) проведём численно, используя метод конечных элементов.

Уравнение баланса расходов смазки. Входящее в граничные условия давление на выходе из питателя P_d неизвестно, и для его определения необходимо дополнительное уравнение. Этим уравнением является уравнение баланса расходов смазки, втекающей через питатель в зазор подшипника и протекающей через боковую поверхность цилиндра высотой Н, проведённую вблизи питателя

$$M=Q. \qquad (7)$$

Истечение через питатель рассчитывается как одномерное течение идеального газа в конфузоре с минимальным сечением А

Расход газа через питатели определяется по формуле

$$M = \alpha \left(\frac{2}{æ + 1} \right)^{\frac{æ+1}{2(æ-1)}} \frac{æ P_s A}{a_s} q(P^2{}_d), \qquad (8)$$

где α =0,8–поправочный коэффициент, определяемый экспериментально; æ = 1,4 (для воздуха) - показатель адиабаты газа; А – площадь минимального сечения питателя; a_s - скорость звука; $q(P)$ - газодинамическая функция.

$$q(P) = \begin{cases} 1 \quad при \quad p^2 \le \left(\frac{2}{æ+1} \right)^{\frac{2æ}{æ-1}} \\ \sqrt{\frac{2}{æ-1}} \left(\frac{2}{æ+1} \right)^{-\frac{æ+1}{2(æ-1)}} \sqrt{(p^2)^{\frac{1}{æ}} - (p^2)^{\frac{æ+1}{2æ}}} \\ при \quad p^2 > \left(\frac{2}{æ+1} \right)^{\frac{2æ}{æ-1}} \end{cases} \qquad (9)$$

Расход газа через цилиндрическую поверхность вблизи питателя (рис.2) определяется формулой

$$Q = \int_0^{2\pi} \xi_n \partial\theta \int_0^H v_\xi \, \rho \, dz,$$

где $v_\xi = -\frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial P'}{\partial \xi}\bigg|_{\xi = \frac{d'}{2}} z(H - z)$ - скорость вдоль оси ξ; при этом ось ξ не совпадает с осью R.

Влияние вращения на распределение скорости и давления на кромке питателей учтём, приняв, ввиду симметричности задачи по φ, их среднее значение, близким к значениям при отсутствии вращения.

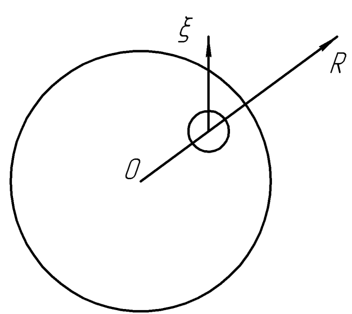


Рис. 2. Направление осей R и ξ

Так как плотность газа в зазоре

$$\rho = \frac{P' æ}{a_s^2},$$

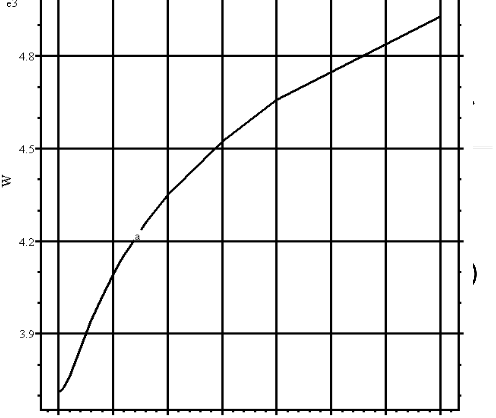
где P' - давление газа в зазоре, a_s -скорость звука ,

то расход газа можно представить в виде

$$Q = -\int_0^{2\pi} \int_0^H \frac{P' æ}{a_s^2} \cdot \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial p'}{\partial \xi} \bigg|_{\xi = \frac{d}{2}+0} z(H - z) \frac{d'}{2} d\theta \cdot dz.$$

Или, производя интегрирование

$$Q = -2\pi \frac{d'}{2} \frac{æ}{a_s^2} \cdot \frac{1}{4\mu} \cdot \frac{\partial p'^{\,2}}{\partial \xi}\bigg|_{\xi = \frac{d}{2}+0} \left(\frac{H^3}{2} - \frac{H^3}{3} \right) = -\frac{\pi H^3 d' æ}{24\mu a_s^2} \cdot \frac{\partial p'^{\,2}}{\partial \xi}\bigg|_{\xi = \frac{d}{2}}$$



и переходя к безразмерным переменн…

$$Q = -\frac{\pi H^3 \mathrm{d}æ\mathrm{P}}{24\mu a_s^2 R_{\ldots}}$$

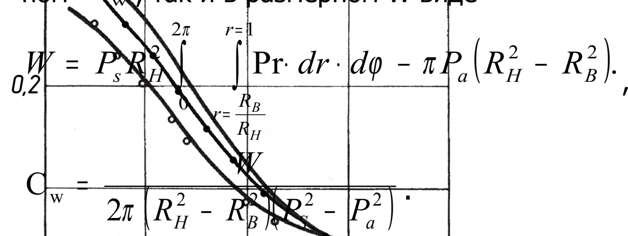
где $\xi = R_H \cdot \eta$, $\eta = \frac{\xi}{R_H} \cdot \frac{d}{2R_H}$

Подставляя значения Q из (10) и М из (8) в уравнение (7), получим уравнение баланса расхода смазки в виде

$$-\left.\frac{\partial P^2}{\partial \eta}\right|_{\eta = \frac{d}{2R_H}} = \gamma \cdot q(P_d^2), \tag{11}$$

где $\gamma = \alpha \left(\frac{2}{æ + 1} \right)^{\frac{æ+1}{2(æ-1)}} \frac{24\mu a_s A R_H}{\pi H^3 \mathrm{Pd_s}}$ - конструктивный параметр.

Совместное решение дифференциального уравнения (3) с граничными условиями (5),(6) и уравнения (11) проведено численно с использованием метода конечных элементов, что позволило определить поле давлений в зазоре подшипника и несущую способность УГСП как в безразмерном C_w, так и в размерном W виде



$$W = P_s R_H^2 \int_0^{2\pi} \int_{r=\frac{R_B}{R_H}}^{r=1} \mathrm{Pr} \cdot dr \cdot d\varphi - \pi P_a \left(R_H^2 - R_B^2\right),$$

$$C_w = \frac{W}{2\pi \left(R_H^2 - R_B^2\right)\left(P_s^2 - P_a^2\right)}.$$

Анализ результатов вычислений. Предложенный метод расчета УГСП с дискретными питателями реализован в среде Flex.PDE методом конечных элементов, учитывающим реальные расположение и размеры питателей.

Рис. 4. Зависимость коэффициента несущей способности C_W от осевого зазора H: 1 – эксперимент; 2 – по методике работы; 3 – приближенная аналитическая теория [2]

Рис. 5. Зависимость несущей способности W от угловой скорости вращения ω

На рис. 4 представлены результаты расчета зависимости коэффициента несущей способности Cw от осевого зазора H для УГСП с одним рядом питателей. R_H=0,112 м, R_B = 0,0425 м, R_d = 0,08 м, d = $0{,}8 \cdot 10^{-3}$ м, N=12, воздух, P_s = 4, 9 МН/м^2 (5 ат) P_a = 0,98 МН/м^2 (1 ат)].

Из сравнительного анализа графиков видно хорошее совпадение теоретических и экспериментальных данных с результатами, полученными в данной работе. Расхождение составляет не более 15%.

Проведены исследования поля давлений и несущей способности УГСП с учетом вращения. Из рис.5 видна слабая зависимость несущей способности УГСП от скорости вращения опоры в пределах 5-6 тысяч обо-

ротов в минуту. При дальнейшем увеличении скорости вращения изменение давления может быть существенным и составлять до 40 % от значения несущей способности УГСП при отсутствии вращения.

Библиографический список

1. *Константинеску В.Н.* Газовая смазка. / В.Н. Константинеску. - М.: Машиностроение, 1968, - 718 с.

2. *Мордвинкин В.А.* Расчёт и проектирование упорных кольцевых газостатических подшипников турбомашин атомных энергетических установок. / В.А.Мордвинкин, В.Ф.Данильченко, А.И.Снопов. РТМ 108.129.104-78.

Материал поступил в редакцию 25.03.08.

V.A.MORDVINKIN

BEARING ABILITY PERSISTENT GASOSTATIC. THE BEARING IN VIEW OF ROTATION

In the presented work on the basis of Reynolds's equation the method of final elements solves a problem about distribution of pressure in lubricant film. Influence of rotation on distribution of pressure and on bearing ability of the bearing is investigated. Comparisons of key parameters with theoretical and experimental data of other authors are lead

МОРДВИНКИН Валерий Андреевич (р. 1946), доцент кафедры «Теоретическая механика», кандидат технических наук (1985). Окончил механико-математический факультет РГУ (1971).
Научные интересы связаны с теорией газовой смазки.
Автор более 50 научных работ.